№ 12 Warszawa, 25 grudnia 1937 r. Rok XV

# TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO ZWIĄZKU STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Związek Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 12. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

*A. JANCZAK, inż.*

## CHŁODNICE WODY KONDENSATOROWEJ.

Każdy stan ciała fizycznego jest wynikiem działania na ciało całego szeregu sił Tylko w bardzo rzadkich wypadkach umiemy dokładnie ująć rachunkowo działanie wszystkich sił oraz dokładnie określić wielkość i kierunek każdej z nich. W tych szczęśliwych wypadkach możemy stan ciała przedstawić w formie jednego lub kilku równań matematycznych zupełnie dokładnych. Posiadanie takich równań jest niezwykle cenne dla każdego technika, gdyż poza określeniem obecnego stanu ciała pozwala mu przewidzieć co się stanie z ciałem jeżeli jedna lub kilka sił zmieni się, czyli pozwala mu obliczyć jakąś konstrukcję jeszcze nie istniejącą. W większości wypadków jest rzeczą bardzo trudną lub wręcz niemożliwą określić i ująć rachunkowo wszystkie siły, więc musimy zadowolić się wzięciem pod uwagę tylko niektórych, starając się, ma się rozumieć, określić najgłówniejsze, mające największy wpływ. Żeby móc napisać równanie musimy wprowadzić do niego jakiś współczynnik, który zastępuje działanie wszystkich sił nieuchwytnych, lub pod uwagę nie wziętych. Jeżeli chcemy wzór mieszczący w sobie współczynnik zastosować do praktycznych obliczeń, musimy znać cyfrową wielkość tego ostatniego. Określić tę wielkość z reguły można tylko praktycznie na konstrukcji już wykonanej. Staje się konieczna współpraca nauki i doświadczalnego pomiaru. Im współpraca ta jest dłuższa, im dokładniej jest prześledzone oddziaływanie konstrukcji na wielkość współczynnika, tym większe jest prawdopodobieństwo dla konstruktora prawidłowego oszacowania współczynnika dla konstrukcji nowej, tym więcej zbliżamy się do ideału dokładnego obliczenia. W niektórych wypadkach, specjalnie tam gdzie działanie sił trudno uchwytnych dominuje, oszacowanie współczynnika, bez bliższych badań praktycznych staje się wręcz niemożliwym. Dla przykładu przytoczę, że np. przy obliczaniu szybkości przepływu powietrza w chłodnicy kominowej według klasycznego wzoru $v = \sqrt{2gH}$, jak niżej się przekonamy, z wielkości $H$ — 95% przypada na straty a tylko 5% na wytworzenie szybkości, czyli około 1% błąd w oszacowaniu strat powoduje 20% błąd w określeniu czynnej części $H$. Nie ulega kwestii, że wartość takiego obliczania, bez ścisłych badań doświadczalnych jest więcej niż problematyczna. Potrzeba współpracy teorii z doświadczeniem nie ogranicza się tylko do wyznaczania wartości liczbowych współczynników. Często się zdarza, że posiadamy mniej równań niż wchodzących do nich niewiadomych w formie sił lub stanów ciała. Dla rozwiązania tych równań należy cały szereg niewiadomych oszacować aby na tej podstawie obliczyć resztę. Pozornie mamy do czynienia z równaniem z kilkoma niezależnymi niewiadomymi. W rzeczywistości jednak niewiadome te są uzależnione wzajemnie od siebie całym szeregiem trudno uchwytnych wpływów dla nas niedostępnych i niemożliwych do prawidłowego oszacowania. Trudność tę znowu powinny usunąć badania doświadczalne.

Zdarza się czasem, specjalnie przy procesach bardzo zawiłych, że badania praktyczne wysuwają się na plan pierwszy, nie liczą się zupełnie z założeniami teoretycznymi, w tym wypadku zazwyczaj bardzo skąpymi, i tworzą niezależne wzory empiryczne, nie mające zazwyczaj uzasadnienia teoretycznego. Wartość takich wzorów często jest ograniczona tylko do pewnych wypadków, a stosowanie ich przez ogół inżynierów jest funkcją zaufania, że wnioski autora są prawidłowo uchwycone.

Mówiąc o doświadczeniach mam na myśli tylko te doświadczenia, wyniki których przez autorów są publikowane, a więc dostępne dla ogółu inżynierów. Są dziedziny, w których badań albo nie prowadzono na większą skalę albo wyniki badań nie są udostępnione ogółowi inżynierów. Jedną z takich jest dziedzina chłodnic kominowych, której niniejszy artykuł poświęcam. F. J. Weiss jeszcze przed wojną

w swym dziele (Kondensation Berlin 1910) zwraca się do badaczy z prośbą udostępnienia wyników badań. Powtórzenie tej prośby dzisiaj, pomimo że upłynęło $^1/_4$ wieku, jest nadal aktualne, ponieważ do dziś dnia prawidłowe obliczenie chłodnicy kominowej dla przeciętnego inżyniera cieplnego jest jeszcze niemożliwe.[1]) Pożądane jest aby instytucje, które poświęciły swą działalność rozwojowi techniki cieplnej w tym kierunku badania podjęły.

Dalszym celem artykułu, opartego głównie na pracy Dr. Inż. K. Hoefera, jest częściowe wypełnienie luki w piśmiennictwie polskim.

---

Zastosowanie kondensacji było bezsprzecznie ważnym krokiem na drodze do usprawnienia pracy maszynowych urządzeń parowych. Dalszym krokiem na tej drodze jest wyzyskanie ciepła pary odlotowej dla celów grzejnych. Nie zawsze jednak możemy ciepło pary wylotowej zużytkować, to też w dużej ilości wypadków nadal spotykamy kondensatory.

Tylko w nielicznych wypadkach rozporządzamy obfitą ilością zimnej wody i posiadamy dogodne warunki do odpływu nagrzanej wody kondensatorowej. W tych wypadkach, gdzie wody mamy mało, lub gdy występuje ona tak głęboko lub daleko, że dostarczanie jej do kondensatora pochłania za dużo mocy i wymaga wielkich kosztów inwestycyjnych, tam gdzie występują trudności kanalizacyjne lub inne, zmuszeni jesteśmy korzystać stale z tej samej wody. Woda ta, nagrzana w kondensatorze, przechodzi na chłodnicę, skąd, po ochłodzeniu, wraca znowu do kondensatora Jest zatem stale w obiegu zamkniętym pomiędzy kondensatorem i chłodnicą.

Z szeregu konstrukcji chłodnic najstarszą są stawy chłodzące, dzisiaj już nader rzadko spotykane. Woda wpływa do stawu z jednego końca i pobierana jest z drugiego. Zapotrzebowanie miejsca 30 do 40 $m^2$ na 100 *kg/godz.* pary. Trudno jest osiągnąć równomierny przepływ wody, wobec czego efekt chłodzenia jest niewielki i szybko się zmniejsza na skutek zaoliwienia powierzchni, co pociąga za sobą stopniowy zanik parowania.

Chłodnice otwarte, na wzór używanych jeszcze w salinach tężni, odznaczają się znacznie lepszym efektem chłodzenia. Ustawiać je należy w kierunku poprzecznym do dominującego kierunku wiatru. Wysokość 8 do 10 *m*. Zapotrzebowanie miejsca około 2.5 $m^2$ na 100 *kg/g*. pary. Efekt chłodzenia zależny jest od siły wiatru, na co nie można mieć wpływu. Dużą ilość wody wiatr unosi. Nisko powstające opary są nieprzyjemne dla otoczenia.

Firma Körting wprowadziła na rynek specjalne rozpryskiwacze wody w formie dysz. Dysze te wymagają doprowadzenia wody pod ciśnieniem od 1 do 1.5 *at* i w połączeniu ze stawami chłodzącymi wymagają pow. około 10 $m^2$ na 100 *kg/godz.* pary. Chłodzenie wody intensywne, zależne jest jednak również od wiatru i posiada wszystkie wady omówione w systemach poprzednich. Można jednak zastosować te dysze i w chłodnicach kominowych omówionych niżej.

Inż. Balcke powodowany chęcią uniezależnienia się od wiatru wprowadza w roku 1894 na rynek chłodnice kominowe, które dzięki szeregowi zalet, w krótkim czasie znajdują szerokie zastosowanie i wypierają starsze urządzenia. Przede wszystkim zapotrzebowanie miejsca spada do 1,0 do 1,5 $m^2$ na 100 *kg/godz.* pary. W konstrukcji tej urządzenie zraszające czyli rozpylacz wody, sięgający wysokości 4—6 *m*, jest ze wszystkich stron szczelnie osłonięty. W dolnej części na wysokość 1,5 do 2 *m* brak jest osłony w celu swobodnego dostępu powietrza. Nad rozpylaczem znajduje się komin lekko zwężający się ku górze o wysokości 3—4 krotnie większej od wysokości rozpylacza. Ciepła woda wprowadzona jest na rozpylacz. Powietrze, stykając się z ciepłą wodą, nagrzewa się i unosi się w górę powodując ciąg. Ciąg ten zależny jest od różnicy temperatur powietrza i nie jest zależny od wiatru. Rozpylacz posiada u góry system rozdzielczy ciepłej wody składający się z rynien drewnianych zaopatrzonych na dnie w rurki, przez które woda spada na specjalne talerze natryskowe i, rozpryskując się na drobne kropelki, spada na system listew ułożonych w kilku kondygnacjach tworzących urządzenie zraszające. W starszych konstrukcjach talerzy rozpryskujących nie spotykamy i woda z rynien spada bezpośrednio przez wycięcie z boku na systestem łat. W tych chłodnicach woda spada z góry na dół, powietrze natomiast nagrzewając się dąży do góry. Z tej przyczyny nazwane zostały chłodnicami przeciwprądowymi.

W roku 1918 zastosowane zostały chłodnice kominowe o nieco zmienionej konstrukcji. Rozpylacz dostaje wymiary większe od przekroju komina i zamiast ściany szczelnej zostaje obudowany ścianą żaluzjową. Obudowanie ma chronić rozpylacz od działania wiatru i zapobiegać przedostawaniu się wody na zewnątrz. Ma jednocześnie za zadanie udostępnić dopływ powietrza na całej wysokości urządzenia. Powietrze zewnętrzne, dążąc do komina, przechodzi przede wszystkim w kierunku poziomym przez zewnętrzne części rozpylacza. Podczas gdy powietrze, przechodzące przez górne warstwy tego urządzenia, styka się z najcieplejszą wodą i zostaje szybko

[1]) Jeżeli w tej dziedzinie istnieją jakie wyczerpujące prace doświadczalne, to są zazdrośnie strzeżone przez kilka firm prowadzących budowę chłodnic prawdopodobnie ze względów konkurencyjnych.

ogrzane do granicy możliwości, powietrze, które przeszło przez dolne warstwy urządzenia, styka się z wodą już do pewnego stopnia ochłodzoną i zdolne jest jeszcze do dalszej pracy. W opisywanej konstrukcji to dolne powietrze ma dłuższą drogę i zanim dostanie się do komina musi przejść przez środkową część rozpylacza w kierunku odwrotnym do ruchu wody, i odbierając jej ciepło, ogrzewa się do wyższych temperatur i chłonie dalsze ilości wilgoci. Osiągnięta w ten sposób większa ilość czynnego powietrza i lepsze wyzyskanie jego pozwala jeszcze zmniejszyć przekrój poprzeczny chłodnicy i zmniejszyć koszt inwestycji. Chłodnice tego typu należy nazwać chłodnicami poprzeczno-przeciwprądnymi.

Podawane dotychczas normy zapotrzebowania miejsca zaczerpnięte są od autorów niemieckich [1]) i mają zastosowanie do klimatu średnio-europejskiego i położenia 300 *m* nad poziomem morza a więc przeciętnej wilgotności powietrza około 75%.

W nizinnych okręgach Polski wilgotność powietrza, mająca największy wpływ na efekt chłodzenia, jest znacznie większa, np. w Warszawie w roku 1930 wynosiła przeciętnie 81,2%, dochodząc w lutym i grudniu do cyfry 9?%. [2]) Bezkrytyczne stosowanie w tych wypadkach wyżej przytoczonych norm, lub norm podawanych przez „Hütte", z reguły prowadzi do tego, że zaprojektowana chłodnica działa z mniejszym efektem, a więc woda ochłodzona ma temperaturę wyższą niż oczekiwano. Chcąc uzmysłowić sobie procesy termiczne zachodzące w chłodnicy kominowej, należy zapoznać się z drogami utraty ciepła przez wodę oraz ustalić ilości tego ciepła.

Drogi te są następujące:

1. Część ciepłej wody przy zetknięciu się z powietrzem paruje odbierając od reszty wody ciepło parowania: ($r = 607 - 0{,}7\, t$ *cal/kg*)

2. powietrze, stykając się z wodą, nagrzewa się i odbiera również część ciepła.

Są to drogi główne. Innych dróg, jak promieniowanie, utratę przez ściany i t.p., jak uczą prowadzone badania, możemy nie brać pod uwagę ze względu na to, że straty te są małe w porównaniu z głównymi.

Zanim przejdę do zestawienia bilansu cieplnego, przypominam potrzebne pojęcia podstawowe.

Powietrze atmosferyczne zawiera pewne ilości pary wodnej. Według prawa Daltona ciśnienie atmosferyczne $P_A$ równa się summie ciśnień czystego powietrza $P_p$ i pary wodnej $P_w$

$$P_A = P_p + P_w \; kg/m^2;$$

Opierając się na prawie Mariotte-Gay-Lussac'a dla gazów i pary przegrzanej możemy napisać

$$P_p v = R_p T;$$

gdzie:

$P_p$ — ciśnienie powietrza w $kg/m^2$

$v$ — objętość 1 *kg* powietrza przy ciśnieniu $P_p$ w $m^3$

$T = 273 + t_p$ absolutna temperatura powietrza

$R_p$ — stała gazowa dla suchego powietrza $= 29{,}27$.

Objętość 1 *kg* suchego powietrza wynosi zatem:

$$v = \frac{R_p \cdot T}{P_p} \; m^3;$$

W objętości tej oprócz powietrza może znajdować się pewna ilość pary wodnej. Największa ilość pary wodnej zależna jest tylko od temperatury $t_p$, która w tym wypadku staje się temperaturą nasycenia. Zawartość pary $\gamma$ w $kg/m^3$ przy temp. nasycenia możemy znaleźć w tablicach. W rzeczywistości jednak zawartość pary w 1 $m^3$ powietrza $\gamma'$ jest najczęściej mniejsza od $\gamma$ $kg/m^3$. Wielkość $\gamma'$ $kg/m^3$ nazywamy wilgotnością absolutną a stosunek $\varphi = \frac{\gamma'}{\gamma}$ — wilgotnością względną. Jak długo $\varphi < 1$ para w powietrzu jest nieco przegrzana, przy $\varphi = 1$ jest parą nasyconą; gdy $\varphi$ staje się większym od 1 para stopniowo się skrapla. Jeżeli powietrze nie jest nasycone parą, to w przybliżeniu można przyjąć, że $P_w = \varphi P_w''$. Gdy, jak we wszystkich podanych systemach chłodnic, woda ochładza się za pomocą powietrza atmosferycznego, należy uświadomić sobie do jakich granic możliwe jest w ogóle ochłodzenie. Jeżeli powietrze atmosferyczne nie jest nasycone parą wodną, to każdy metr sześcienny tego powietrza może wchłonąć $\gamma - \gamma'$ *kg* wilgoci. Wilgoć ta paruje z ciepłej wody ochładzając ją aż do temperatury powietrza. Jeżeli w dalszym ciągu będziemy stykali wodę z powietrzem, to parowanie będzie miało miejsce nadal, a woda będzie się ochładzała poniżej temperatury chłodzącego powietrza. Proces ten jednak trwać będzie tylko do pewnej granicy określonej ciśnieniem $P_w$ i wilgotnością względną $\varphi$. Gdy temperatura chłodzonej wody obniży się do temperatury, przy której powietrze chłodzące staje się nasyconym ($\varphi = 1$) dalszy spadek temperatury wody staje się niemożliwy. W tym stanie rzeczy drobiny powietrza stykające się z wodą posiadają temperaturę wody i przy tej temperaturze są już wilgocią nasycone, parowanie ustaje i dalszy odbiór ciepła staje się niemożliwym. Temperaturę tę, zwaną temperaturą rosy, możemy odczytać bezpośrednio na termometrze mokrym lub znaleźć w tablicach. O. H. Müller [1]) nazwał

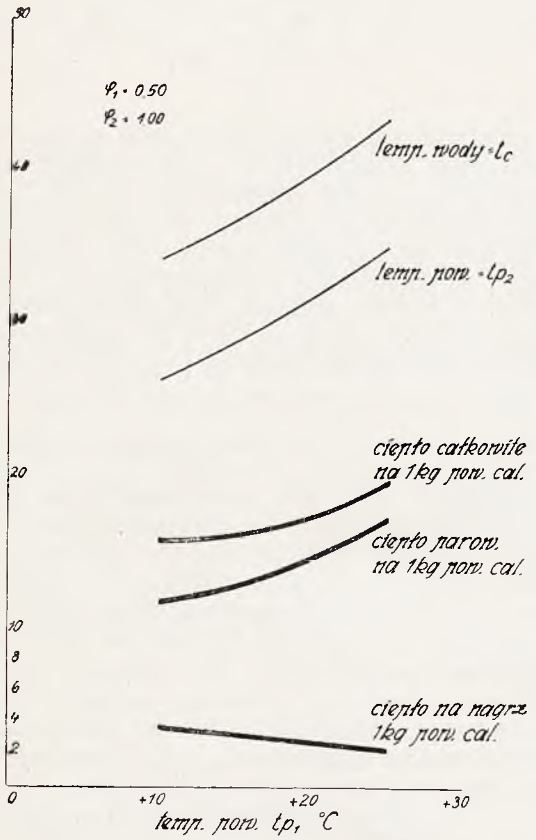
[1]) Dr. Ing. K. Hoefer. Die Kondensation bei Dampfkraftmaschinen. Berlin. Verl. v. Julius Springer 1925.

[2]) Dr Inż. B. Stefanowski. Chłodnictwo. Warszawa nakł. K. T. P. T. 1932.

[1]) Müller O. H. Ruckkühlwerke. Z. V. d. I. 1905.

omawianą temperaturę, do której może być ochłodzona woda przy danym stanie atmosfery, granicą chłodzenia i oznaczył mianem $\tau$. $\tau$ zależne jest tylko od zawartości pary w atmosferze w $kg/m^3$, a zatem może mieć to samo znaczenie przy różnych temperaturach i odpowiedniej wilgotności względnej powietrza.

Granicę chłodzenia, sięgającą poniżej temperatury powietrza chłodzącego, można

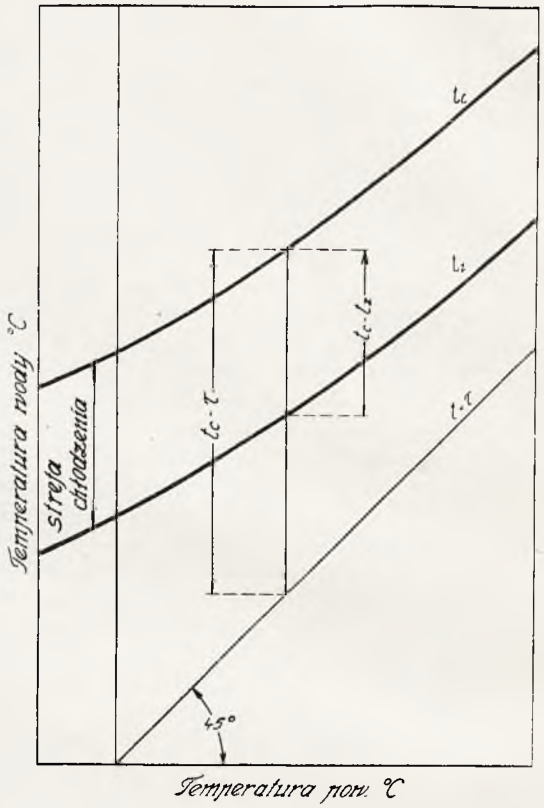



Rys. 1

osięgnąć tylko w niektórych systemach chłodnic i tylko takich, gdzie przepływ powietrza powodowany jest siłą zewnętrzną, np. wentylatorem lub wiatrem. W chłodnicach kominowych osiągnąć tego efektu nie można, gdyż z chwilą gdy temperatura wody zrówna się z temperaturą powietrza, ustaje przewiew i dalsze chłodzenie staje się niemożliwym. Z tej przyczyny dla chłodni kominowych fizyczną granicą chłodzenia jest temperatura chłodzącego powietrza, co też nadal zawsze będę stosował.

Rzecz jasna, że chłodzenie wody następuje nie tylko na skutek parowania, lecz również dzięki nagrzewaniu się powietrza chłodzącego, a zatem możliwości chłodzenia zależne są nie tylko od $\tau$ lecz również i od temperatury powietrza. Dokładne jednak badania Müllera i Geibla wykazały, że ciepło głównie odbierane jest na skutek parowania a tylko drobna część idzie na ogrzanie powietrza. Wobec czego bez większego błędu wielkość $\tau$ można przyjąć za podstawę do porównań.

Dla zobrazowania ilości ciepła pochłanianego przez parowanie i przez nagrzewanie się powietrza przytaczam rys. 1, (na którym obliczenia teoretyczne zrobiłem w założeniu że wilgotność powietrza zewnętrznego — $\varphi_1 = 0{,}50$, wilgotność powietrza w kominie — $\varphi_2 = 1{,}00$). Na rys. 1 oznaczono: a) krzywa temp. wody chłodzonej, b) krzywa temp. powietrza chłodzącego, c) ciepło parowania na 1 $kg$ powietrza, d) ciepło na nagrzanie powietrza, e) krzywa ciepła całkowitego.




Rys. 2

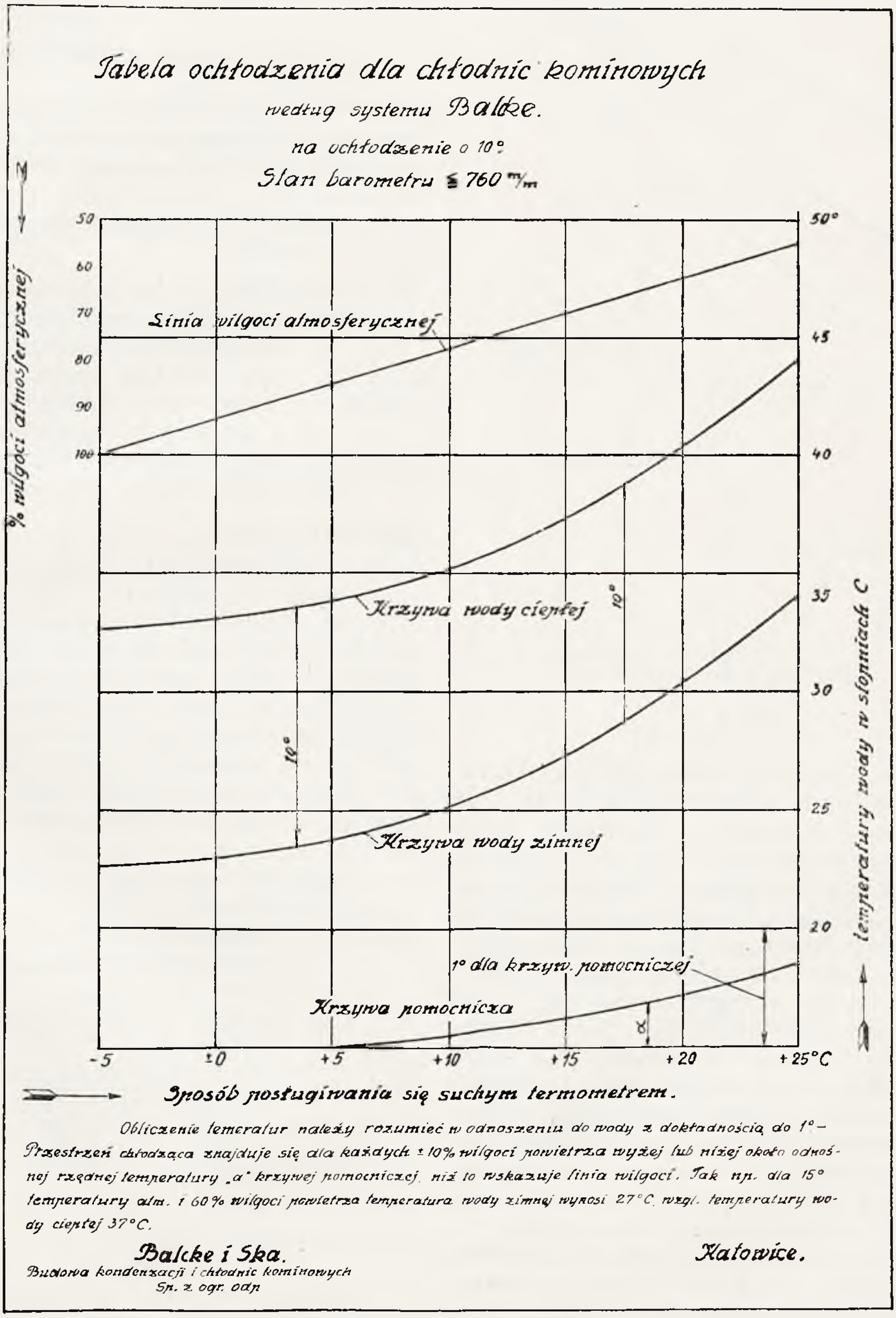
Różnicę temperatur pomiędzy temperaturą wody ciepłej i ochłodzonej w chłodnicy $t_c - t_z$ nazywamy strefą chłodzenia (Kühlzone). Spadek ten określa głównie stosunek ilości pary odlotowej do ilości wody chłodzącej i jest prawie niezależny od systemu chłodnicy. Konstrukcja chłodnicy ma tylko wpływ na położenie strefy chłodzenia w stosunku do $\tau$. W idealnym wypadku $t_z = \tau$.

Zazwyczaj szerokość strefy chłodzenia przy turbinach wynosi 10° C przy maszynach parowych z kondensacją natryskową dochodzi do 15° C.

Jeżeli mamy ustalone szerokość strefy chłodzenia i stosunki atmosferyczne, to w określonej chłodnicy kominowej temperatury wody ciepłej i ochłodzonej ustalą się w pewnej wysokości ponad $\tau$. Stosunek ochło-

dzenia rzeczywistego $t_c - t_z$ do ochłodzenia możliwego $t_c - \tau$; $\eta_t = \frac{t_c - t_z}{t_c - \tau}$ można nazwać sprawnością termiczną chłodnicy. Przy $t_z = \tau$; $\eta_t = 1$. Ta wielkość teoretyczna nie może jednak być podstawą do oceny lub porównania dobroci praktycznej rozmaitych systemów chłodnic, gdyż osiągnąć ją można np. jako skutek dużych kosztów inwestycyjnych lub eksploatacyjnych. Może się zatem zdarzyć, że chłodnica o sprawności termicznej zbliżonej do 1 będzie praktycznie nie opłacalną. Przy równych jednak kosztach inwestycyjnych i eksploatacyjnych pierwszeństwo należy oddać tej która wykaże się lepszym $\eta_t$.

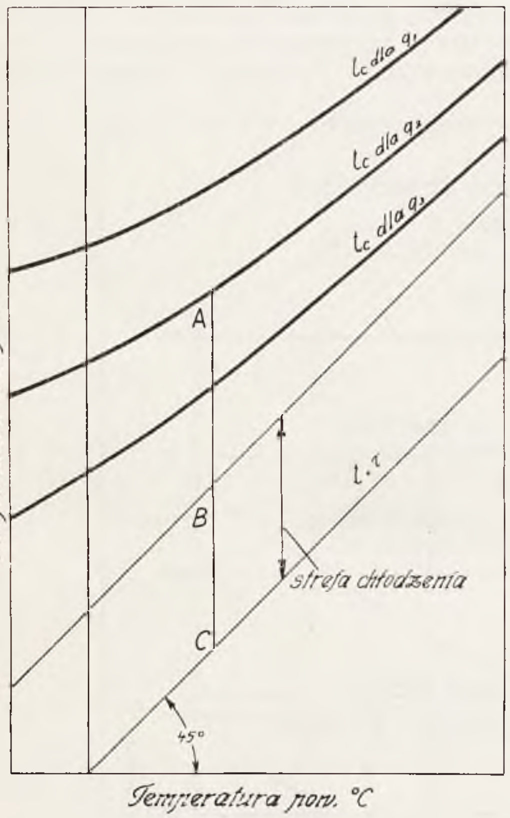
Jeżeli dla rozmaitych warunków atmosferycznych określić temperatury wody i dane te nanieść na wykresie w funkcji od $t_p$, to otrzymamy 2 krzywe dla $t_c$ i $t_z$ przedstawione na rys. 2. Krzywa $\tau$ przy równych skalach na tym wykresie będzie prostą wychodzącą z punktu $t_p = 0$ pod $45^0$. Krzywe te nazwał Müller krzywymi chłodzenia (Kühlkurven). Obszerne badania w tym względzie prowadzili Müller, również Geibel, przy czym ten ostatni badania prowadził w Elektrowni Okręgowej w Chorzowie. Krzywe te w praktyce zazwyczaj podawane są dla przeciętnych temperatur i wilgotności spotykanych w danej miejscowości. Ponieważ jednak wilgotność




Rys. 3

może się zmieniać a przez to wpływać na położenie krzywych chłodzenia, diagramat zaopatrzony jest zazwyczaj w krzywą poprawek na zmianę wilgotności, jak to przedstawiono na rys. 3. Krzywe chłodzenia charakteryzują w zupełności pracę chłodnicy kominowej przy rozmaitych warunkach atmosferycznych przy niezmiennych jednak warunkach w kondensatorze.

Przy omawianiu pracy chłodnic często spotykamy się z pojęciem wysokości lub gę-




Rys. 4

stości opadu (Regenhöhe oder-dichte). Wielkość ta oznaczona mianem $q$ *m/godz.* lub $q$ $m^3/m^2 \times$ *godz.* określa ilość wody, która w ciągu 1 godziny przepływa przez 1 $m^2$ przekroju poziomego chłodnicy. Wielkość ta ma wpływ na położenie krzywych chłodzenia. Im wielkość ta jest większa, tym położenie krzywych jest wyższe i na odwrót. Jeżeli pracę chłodnicy chcemy scharakteryzować z tej strony, to na diagramacie rys. 2 lub 3 musimy nanieść krzywe chłodzenia dla kilku gęstości opadu $q_1$ $q_2$ $q_3$ i t. d. (rys. 4). Która z tych wielkości dla celów praktycznych jest najkorzystniejsza, należy dla każdego wypadku osobno obliczyć biorąc pod uwagę całokształt pracy maszyny, kondensatora i chłodnicy. Geibel rozpatrując w swej pracy pewien wypadek określa jako najkorzystniejsze $q = 2{,}3$ *m/g*. Przy $q = 1{,}4$ *m/godz.* ogólne roczne koszta kondensacji wzrastają o 2,6%. Przy $q = 4$ *m/godz.* tylko o 1,6%. Z tego widzimy, że wielkość $q$ może sięgać wysokości 3 do 4 *m/godz.* W niektórych wypadkach, firmy trudniące się specjalnie budową wież chłodniczych, stosują wielkości większe, dochodzące do $q = 8$ *m/godz.* Stwierdziłem jednak również, że w tych wypadkach strefa chłodzenia wynosiła zamiast oczekiwanych 10° C zaledwie 6—7° C. Trudno jest orzec, czy przyczyn zastosowania tak wielkiej gęstości opadu należy szukać w wynikach nieopublikowanych badań a zmiejszenie się szerokości strefy chłodzenia kłaść na karb większej wilgotności powietrza niż w rachunku uwzględniono, czy jest to skutkiem walki konkurencyjnej przy składaniu ofert. Cyfra ta wydaje się jednak za wysoką.

## Bilans cieplny chłodnicy kominowej.

Ciepło odebrane wodzie częściowo nagrzewa chłodzące powietrze, częściowo idzie na odparowanie pewnej ilości wody chłodzonej.

a) Ciepło na nagrzanie powietrza.

Nazywając:

$P$ — ilość suchego powietrza przepływającego przez chłodnicę w *kg/godz.*

$W_p$ — ilość ciepła unoszonego przez to powietrze w ciągu godziny *cal.*

$t_{p1}$ i $t_{p2}$ — temperatury powietrza przy wejściu i wyjściu z chłodnicy.

$c_p = 0{,}24$ *cal./kg* ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu

możemy napisać

$$W_p = c_p\ (t_{p2} - t_{p1})\ P\ cal.$$

W stosunku do chłodnicy równanie to jest o tyle nieścisłe, że ciśnienie powietrza w chłodnicy na skutek zmiany wilgotności względnej zmienia się. Powstały jednak błąd w całokształcie zagadnienia waha się w granicach 1—3%, co zatem daje dostateczną ścisłość dla celów praktycznych. Dokładne obliczenie podaje Geibel w swoich pracach na ten temat.[1])

b) Ciepło na odparowanie wody.

Oznaczając:

$v_1$ i $v_2$ — objętość właściwa suchego powietrza przy wejściu i wyjściu z chłodnicy w $m^3/kg$

$\gamma_1$ i $\gamma_2$ — waga właściwa pary przy temperaturach $t_{p1}$ i $t_{p2}$ w $kg/m^3$

$\varphi_1$ i $\varphi_2$ — wilgotność względna powietrza przy wejściu i wyjściu z chłodnicy.

zawartość pary wodnej w 1 *kg* powietrza przepływającego przez chłodnicę możemy wyrazić

przy wejściu $d_1 = \varphi_1\ \gamma_1\ v_1$

przy wyjściu $d_2 = \varphi_2\ \gamma_2\ v_2$.

[1]) Geibel C. Ueber die Wasserrückkühlung mit selbstventilirendem Turmkühler. Forschungsheft 242, herausgegeben v. V. d. I. Berlin 1921 i Z. V. d. I. 1922.

Ilość odparowanej wody w 1 godzinie

$$P(d_2 - d_1) = P(\varphi_2 \gamma_2 v_2 - \varphi_1 \gamma_1 v_1) = Q_1 - Q_2$$

gdzie $Q_1$ oznacza ilość wody wstępującej na chłodnicę

$$Q_2 = Q_1 - P(\varphi_2 \gamma_2 v_2 - \varphi_1 \gamma_1 v_1)$$

O ile przez $i_1$ wzgl. $i_2$ oznaczymy zawartość ciepła *cal/kg* w suchej nasyconej parze przy ciśnieniach $P_{w1}$ wzgl. $P_{w2}$ lub temp. $t_{p1}$ wzgl. $t_{p2}$ z dostateczną dokładnością możemy napisać, że ilość ciepła przyniesiona z parą do chłodnicy w ciągu 1 godz.

$$C_1 = \varphi_1 \gamma_1 v_1 i_1 P$$

względnie uniesiona

$$C_2 = \varphi_2 \gamma_2 v_2 i_2 P.$$

W bilansie cieplnym ciepło wniesione przez wodę, powietrze i parę wodną w powietrzu zawartą musi się równać ciepłu uniesionemu przez wodę, powietrze i parę, czyli

$$Q_1 t_c + c_p t_{p1} P + \varphi_1 \gamma_1 v_1 i_1 P = Q_2 t_z + c_p t_{p2} P + \varphi_2 \gamma_2 v_2 i_2 P.$$

Wchodzące tu wielkości, o ile chłodnicę posiadamy, dają się łatwo albo bezpośrednio zmierzyć albo znaleźć w tablicach.

Jedyną niewiadomą jest ilość powietrza *P kg/godz.* którą też z równania określamy

$$P = \frac{Q_1 (t_c - t_z)}{c_p(t_{p2} - t_{p1}) + \varphi_2 \gamma_2 v_2 (i_2 - t_z) - \varphi_1 \gamma_1 v_1 (i_1 - t_z)} \; kg/g. \quad (1)$$

Tę potrzebną ilość powietrza, zależną jak widzimy od ilości wody kondensatorowej i szerokości strefy chłodzenia oraz stanu atmosfery (temperatura i wilgotność) jak również temperatury i wilgotności powietrza wylotowego, w niektórych systemach chłodnic, można przetłoczyć za pomocą siły zewnętrznej np. wentylatora. W chłodnicach kominowych sił zewnętrznych nie stosujemy a ruch powietrza odbywa się pod wpływem ciągu w kominie, powstającego na skutek różnic wagi powietrza zewnętrznego i wewnętrznego. Miedzy zatem ilością potrzebnego powietrza a powstającym ciągiem istnieje współzależność.

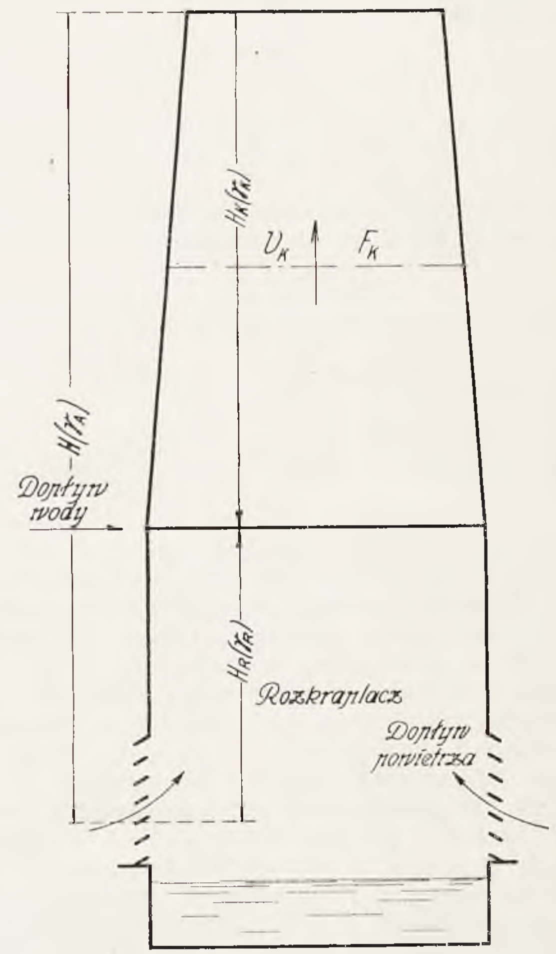
Za Dr. Inż. K. Hoeferem korzystając z jego oznaczeń nazywamy (rys. 5):

| | | |
|---|---|---|
| $H_K$ | — | wysokość komina *m* |
| $H_R$ | — | wysokość rozpylacza *m* |
| $H = H_K + H_R$ | — | całkowita czynna wys. wieży |
| $\gamma_A$ | — | waga właśc. atmosfery $kg/m^3$ |
| $\gamma_R$ | — | średnia waga właśc. pow. w rozpylaczu w $kg/m^3$ |
| $\gamma_K$ | — | średnia waga właśc. powietrza w kominie w $kg/m^3$ |
| $\gamma_w$ | — | waga właśc. wody w $kg/m^3$. |

Wielkość ciągu zatem

$$Z = H \frac{\gamma_A}{\gamma_w} - H_R \frac{\gamma_R}{\gamma_w} - H_K \frac{\gamma_K}{\gamma_w} \text{ w } m \text{ sł. w.}$$

Powietrze znajdujące się wewnątrz wieży jest cieplejsze od powietrza zewnętrznego i wskutek tego dąży do góry. Na swej drodze przejść jednak musi przez rozpylacz silnie zwężający wolny przekrój, pokonać mechaniczne działanie prysznicu, ściągającego powietrze w dół, przezwyciężyć wiry powietrzne i t. p. Wszystkie te przeszkody, nie dające się ująć rachunkowo, pochłoną większą część ciągu. Na wytworzenie przepływu pozo-




Rys. 5

stanie reszta. Neumann [1]) wprowadził w tym celu współczynnik $\varepsilon$ oznaczając część ciągu zużywaną na wytworzenie przepływu (chyżości) mianem $(1 - \varepsilon) Z$ *m* sł. w. $= (1 - \varepsilon) Z \frac{\gamma_w}{\gamma_K}$ *m* słupa powietrza kominowego.

Według praw mechaniki $v = \sqrt{2 g h}$. Podstawiając do tego wzoru otrzymane znaczenie dostajemy dla chyżości powietrza w kominie $v_K$

$$v_K = \sqrt{2 g (1 - \varepsilon) Z \frac{\gamma_w}{\gamma_K}} \; m/sec.$$

[1]) Neumann K. Die Beurteilung von Kaminkühlern. Z. V. d. I. 1921.

czyli

$$v_K = \sqrt{2g(1-\varepsilon)\left(H\frac{\gamma_A}{\gamma_K} - H_R\frac{\gamma_R}{\gamma_K} - H_K\right)}\ m/sec$$

Jeżeli przez $F_k$ oznaczymy średni przekrój komina, to możemy obliczyć ilość przepływającego w godzinie powietrza $P\ kg/godz.$

$P = 3600\ F_K\ v_K\ \gamma_P$ gdzie $\gamma_P = \gamma_K - \varphi_2\ \gamma_2$

wstawiając dla $v_K$ wyżej otrzymane znaczenie dostaniemy

$$P = 3600\ (\gamma_K - \varphi_2\ \gamma_2)\ F_K \cdot$$

$$\cdot \sqrt{2g\ (1-\varepsilon)\left(H\frac{\gamma_A}{\gamma_K} - H_R\frac{\gamma_R}{\gamma_K} - H_K\right)}\ kg/g \quad (2)$$

Przyrównując znaczenie dla ilości powietrza z równań (1) i (2) otrzymujemy

$$\frac{Q_1\ (t_c - t_z)}{c_p(t_{p2} - t_{p1}) + \varphi_2\gamma_2 v_2(i_2 - t_z) - \varphi_1\gamma_1 v_1(i_1 - t_z)} =$$

$$= 3600\ (\gamma_K - \varphi_2\ \gamma_2)\ F_K \cdot$$

$$\cdot \sqrt{2g\ (1-\varepsilon)\left(H\frac{\gamma_A}{\gamma_K} - H_R\frac{\gamma_R}{\gamma_K} - H_K\right)}. \quad (3)$$

Przy zastosowaniu tego równania do istniejącej chłodnicy część wchodzących wielkości łatwo można określić bezpośrednim pomiarem, inne można znaleźć z tablic. Dla określenia $\gamma_R$ postąpimy dostatecznie dokładnie jeżeli weźmiemy z tablic wagę właściwą powietrza nasyconego przy ciśnieniu atmosferycznym i temperaturze $= \frac{1}{2}\ (t_{p1} + t_{p2})^0$ C. Wielkość $H_R$ zależna jest od konstrukcji chłodnicy. W chłodnicach przeciwprądnych jako $H_R$ możemy przyjąć odległość od dopływu wody do połowy wysokości dopływu powietrza. W chłodnicach poprzecznych przeciwprądowych określenie $H_R$ jest trudniejsze ze względu na to, że nie całe powietrze przepływa przez całą wysokość rozpylacza i może być przyjęte $= \frac{1}{2}$ wysokości rozpylacza. Wpływ jednak rozpylacza na ciąg nie może być opuszczony, gdyż według badań Geibla przy braku komina $H_K = 0$ szybkość przepływu powietrza wynosi 0,45 $m/sec.$ Dla $\gamma_K$ z dostateczną dokładnością możemy wziąść wagę własną powietrza nasyconego przy ciśnieniu atmosferycznym i temperaturze $t_{p2}$. Spadku temperatury powietrza w kominie możemy nie przyjmować pod uwagę. Badania Geibla wykazały spadek temp. w kominie na 2—4° C, badania Neumanna tylko 0,3° C. Wielkość ta zależna jest głównie od przekroju i konstrukcji komina.

### Obliczenie chłodnicy kominowej.

Przytoczone powyżej równanie (3) nie daje możności obliczenia nowej chłodnicy nieznanej konstrukcji, albowiem zawiera dwie niewiadome mianowicie $t_{p2}$ i $\varepsilon$. Zwłaszcza oszacowanie $\varepsilon$ przedstawia wielkie trudności. Neumann stwierdza, że w pewnych wypadkach $\varepsilon$ dochodzi do 0,95 t. j. że 95 % ciągu stracone jest na opory a tylko 5 % na wywołanie przepływu powietrza przez chłodnicę. Widzimy stąd, że jeżeli w tym wypadku przyjmę $\varepsilon = 0{,}96$ zamiast $\varepsilon = 0{,}95$ t. j. popełnię

błąd w założeniu $= \frac{(0{,}96 - 0{,}95) \cdot 100}{0{,}96} = 1{,}04\%$

otrzymam błąd w czynnej części ciągu = 20 %, co oczywiście przekreśla wartość całego rachunku.

Przy obliczaniu chłodnicy kominowej musimy przyjąć, że $Q_1$; $t_c$; $t_z$; $P_A$; $t_{p1}$ i $\varphi_1$ są dane. Dla $F_K$; $H$; $H_R$ i $H_K$ należy znaczenia założyć. W chłodnicach przeciwprądowych dla wyboru wielkości $F_K$ należy wychodzić z gęstości opadu $q$ która określa przekrój rozpylacza $F_R = \frac{Q_1}{q}$. W tych wypadkach przekrój komina $F_K$ jest zazwyczaj tylko trochę mniejszy od $F_R$. Dla $q$ można przyjąć 3 — 4 $m^3/m^2/godz.$ wody.

Wielkości dla $H_R$ spotykamy od 4 do 8 $m$ najczęściej 6 $m$; $H_k$ — od 10 do 30 $m$ i tym większa im większa jest chłodnica. Im większa jest wysokość rozpylacza, tym dłuższy jest czas stykania się wody z powietrzem a zatem lepsze warunki chłodzenia. Z drugiej strony razem ze wzrostem $H_R$ rośnie zapotrzebowanie energii na przepompowywanie wody. W wyborze zatem wielkości $H_R$ należy oba te sprzeczne żądania uwzględnić.

Co do wielkości $t_{p2}$ to wiadomym jest tylko, że powinna ona być mniejszą od $t_c$. Na drodze teoretycznej nie mamy żadnych wskazówek do prawidłowego określenia tej różnicy. Pewne dane orientacyjne dla tego możemy zaczerpnąć z prac doświadczalnych Geibla, przytoczonych w niżej podanej tablicy.

| System chłodnicy | Wielkość opadu $m^3/m^2/godz.$ | $t_c - t_{p2}$ °C |
|---|---|---|
| Chłodnica ze skośnymi łatami. | 3,6 | 7,0— 9,0 |
| Chłodnica z talerzami rozprysk. | 3,6 | 6,8— 8,8 |
| Chłodnica z dyszami Koertinga. | 4,1 | 12,5—14,5 |

Wychodząc z danych w tej tablicy zawartych i równania (3) możemy obliczyć sobie współczynnik $\varepsilon$. Wpływ na współczynnik mają konstrukcja rozpylacza i wielkość opadu $q$. W literaturze jednak nie spotkałem danych określających tę zależność. Jeżeli nawet będziemy dla pewnego stanu atmosfery rozporządzali wielkością współczynnika $\varepsilon$, to trzeba stwierdzić, że wielkość ta będzie również zmieniać się w zależności od stanu atmosfery. Dla określenia przebiegu tych zależno-

ści nie rozporządzamy znowu danymi. Z tych wszystkich względów wartość równania (3) staje się iluzoryczną, nie pozwala bowiem ono w sposób dostatecznie dokładny obliczyć krzywych chłodzenia, charakteryzujących pracę chłodnicy w rozmaitych warunkach atmosferycznych przy niezmiennej ilości wody chłodzącej i ilości ciepła odbieranego.

Niedostateczność założeń teoretycznych dla obliczenia chłodnicy kominowej skłoniła Geibla do przeprowadzenia na terenie elektrowni okręgowej w Chorzowie zakrojonych na szeroką skalę badań praktycznych i podejścia do tematu od strony doświadczalnej. W wyniku badań kilku typów chłodnic przeciwprądnych Geibel przyszedł do wniosku, że krzywa chłodzenia Müllera dla $t_z$ jest hyperbolą assymptotycznie zbliżającą się do prostej dla $\tau$ (rys. 6).

Hyperbolę tę określił równaniem

$$(t_z + b)^2 - (\tau + b)^2 = a^2 \quad . \quad . \quad (4)$$

Wielkość $b$ jest wielkością stałą dla określonej chłodnicy. Zależną jest od czasu nawietrzania i doskonałości rozprysku, $a$ jest wielkością zmienną nawet w tej samej chłodnicy i odpowiada następującemu równaniu

$$a = \alpha\ (t_c - t_z)^{6,1\ -\ 5,515\ \alpha^{0,0193}} \quad . \quad . \quad (5)$$

W równaniu (5) $\alpha$ zależna jest od gęstości opadu. Zależność ta ujęta jest równaniem

$$\alpha = 7 + \beta_1\, q + \beta_2\, q^{1,5} \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Wielkości $\beta_1$ i $\beta_2$ zależne są znowu od budowy chłodnicy. Reasumując można powiedzieć że $a$ rośnie ze wzrostem szerokości strefy chłodzenia jak również ze wzrostem wielkości opadu $q$, jednym słowem razem z obciążeniem chłodnicy. Podstawiając wielkość dla $a$ i $\alpha$ do równania (4) otrzymamy równanie dla krzywej chłodzenia:

$$(t_z + b)^2 - (\tau + b)^2 = [(7 + \beta_1\, q + \beta_2\, q^{1,5})\, .$$

$$.\, (t_c - t_z)^{6,1} - 5,515\, (7 + \beta_1 q + \beta_2 q^{1,5})^{0,0193}]^2\, . \quad (7)$$

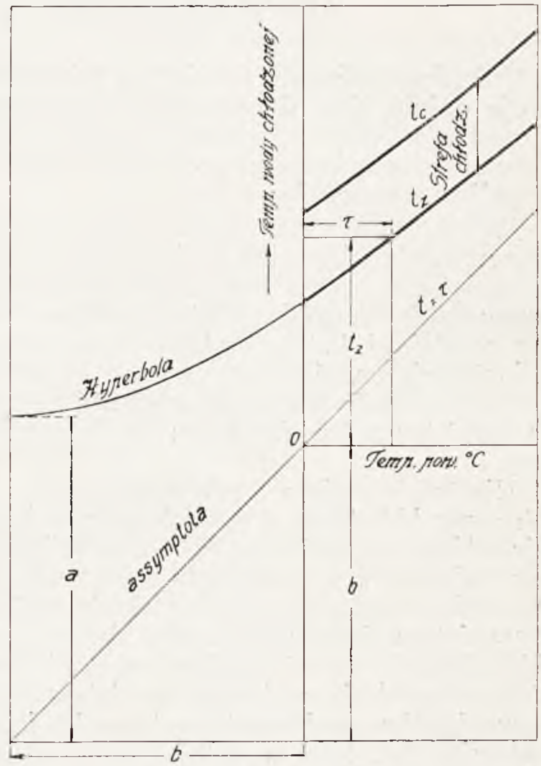
Dla ułatwienia Geibel przytacza również równanie uproszczone w następującej postaci

$$(t_z + b)^2 - (\tau + b)^2 = 13\, b - 390 +$$

$$+ (t_c - t_z + 10,5)\, [A\, (q - 1) + 33 - c\, q^{1,5}] \quad (8)$$

Współczynniki wchodzące do równań (7) i (8) przytoczone są w niżej podanej tablicy.

| System chłodnicy | $A$ | $b$ | $c$ | $\beta_1$ | $\beta_2$ |
|---|---|---|---|---|---|
| Chłodnica ze skośnymi łatami. | 18 | 40 | 0 | 7,61 | —1,40 |
| Jak wyżej z podwójnym odstęp. między łatami . . . . | 17,3 | 30 | 0 | 6,80 | —1,22 |
| Jak wyżej z potrójnym odstęp. między łatami . . . . | — | 26 | — | 6,54 | —1,10 |
| Chłodnica z talerzami rozpryskowymi . . . . . | 23.2 | 70 | 0 | 11,09 | —2,35 |
| Chłodnica z dyszami Koertinga. | 14 | 22 | 2,04 | 5,33 | —1.22 |
| Chłodnica systemu Worthingtona . . . . . . . | — | 21 | 1 07 | — | —0,037 |




Rys. 6

Z przytoczonego wykresu rys. 6 jest widocznym, że działanie chłodnicy jest tym lepsze im mniejsze jest $a$ i im większe jest $b$, bowiem w tym wypadku hyperbola zbliża się do assymptoty $\tau$, $a$ będzie tym mniejsze im mniejsze są opory chłodnicy i im wyższy jest komin, jednym słowem im większa ilość powietrza przepływa przez rozpylacz. $b$ będzie tym większe im na drobniejsze cząstki rozbita jest woda i im dłużej styka się z powietrzem chłodzącym.

Przytoczone wnioski są tymi wytycznymi dla projektowania dobrych chłodnic kominowych.

Reasumując należy stwierdzić, że ścisłe obliczenie chłodnicy nowego typu jest nadal niemożliwe. Przytoczone równania (3), (7) i (8) dają jednak możność pewnego projektowania chłodnic określonego typu o wymiarach geometrycznie podobnych do siebie o ile jedna z nich została badana i zostały określone współczynniki.

Równania (7) i (8) o tyle są wygodniejsze, że dają rozwiązanie bezpośrednio w formie krzywej dla rozmaitych warunków atmosferycznych, podczas gdy równanie (3) daje

rozwiązanie tylko dla jednego punktu. Z drugiej jednak strony równania (7) i (8) można zastosować z całą pewnością tylko do tych typów chłodnic przeciwprądnych, dla których przez Geibla zostały zestawione, podczas gdy równanie (3) zestawione tylko na podstawie rozważań czysto teoretycznych ma zastosowanie bezwzględnie do każdej możliwej konstrukcji chłodnicy kominowej.

Należy z żalem podkreślić brak w literaturze technicznej danych określających wielkość współczynników, potrzebnych do praktycznego i dokładnego obliczenia chłodnicy kominowej.

*T. WRÓBLEWSKI, inż.*

# WTÓRNE POWIETRZE W PALENISKACH RUSZTOWYCH.

Zadaniem wtórnego powietrza, jak naogół panuje opinia, jest doprowadzić brakującą dla spalania ilość powietrza i wywołać przemieszanie z powietrzem produktów gazowania paliwa na ruszcie.

Wbudowanie instalacji wtórnego powietrza powinnoby więc pociągnąć polepszenie spalania a co za tym idzie podniesienie sprawności kotła czyli, mówiąc językiem realnym, właściciel kotła, wydając pewną sumę na instalację wtórnego powietrza, winien mieć w rezultacie pewną oszczędność na paliwie, gdyż inaczej wydatek ten jest nieuzasadniony.

Niestety pomiary przeprowadzone na tych samych kotłach, wyposażonych w instalacje wtórnego powietrza, przy użyciu ich lub przy wyłączeniu, wykazują te same rezultaty, coby wskazywało, że albo instalacja wtórnego powietrza jest zbędna albo tkwi w niej jakiś błąd. Ponieważ trudno negować słuszność zastosowania wtórnego powietrza, należy przyjąć drugą alternatywę t. zn. błąd konstrukcyjny lub błąd w założeniach przewodnich.

Ustalić wytyczne instalacji wtórnego powietrza dla paleniska rusztowego może pozwolić jedynie znajomość przebiegu spalania w palenisku rusztowym; stosować dla paleniska rusztowego te same założenia co w paleniskach na pył, na paliwo płynne lub gazowe jest błędne i prowadzi do rezultatów, obserwowanych obecnie w paleniskach rusztowych, wyposażonych w instalacje wtórnego powietrza, t. zn. instalacje wtórnego powietrza nie dają żadnych rezultatów.

Aby ustalić wytyczne dla instalacji wtórnego powietrza w palenisku rusztowym, przypominamy, że jeśli podzielić objętość paleniska płaszczyznami równoległymi do ściany frontowej (kosz węglowy), to w każdym prostopadłościanie będziemy mieć spaliny o innym składzie; tuż przy ścianie frontowej spaliny będą zawierać maximum produktów niespalonych; przy przesuwaniu się wzdłuż rusztu od ściany frontowej ku skrobaczom, nadmiar tlenu w spalinach będzie wzrastać, osiągając swe maximum przy skrobaczach. Skład więc spalin zmienia się w kierunku ruchu taśmy rusztowej, w kierunku zaś poprzecznym taśmy nie ulega zmianie.

Wypływają stąd następujące wnioski:

1 — strumień wtórnego powietrza winien być wprowadzony na całej szerokości taśmy rusztu i winien jakby nożem przeciąć strugi płynące równolegle.

2 — strumień wtórnego powietrza winien wywołać przemieszanie strug płynących przy ścianie frontowej ze strugami płynącymi przy skrobaczach i zawierającymi tlen w nadmiarze.

Z wniosku 1 wyłania się wniosek 3, zaś z wniosku 2 powstają dalsze trzy wnioski.

3 — budowa dysz wdmuchujących wtórne powietrze winna zapewniać objęcie rozrzutem powietrza całą szerokość taśmy rusztu, a więc nie powinny to być dysze okrągłe, wdmuchujące powietrze stożkowo, a wachlarzowate. Szczelina dysz nie powinna być duża (około 5 *mm.)*, gdyż jest to zbędne i pociąga nadmierny dopływ powietrza do paleniska.

4 — kierunek wdmuchu wtórnego powietrza winien być od załomu sklepienia zapalającego w kierunku do skrobaczy; pod uwagę odchylenie strumienia wtórnego powietrza pod wpływem ciągu, kierunek ten należałoby określić „od załomu sklepienia zapalającego w kierunku linii zetknięcia skrobaczy z taśmą rusztu", a więc z pochyleniem w kierunku końca taśmy rusztowej.

5 — nie ulega wątpliwości, że dopływ wtórnego powietrza winien odbywać się pod nadciśnieniem. Wysokość tego nadciśnienia bywa określana 150 — 250 — 400 *mm.*

Takie ujęcie należy uznać za błędne i nic nie mówiące choćby z tego względu, że wysokość nadciśnienia zależna jest od głębokości paleniska a ściślej mówiąc, od długości taśmy rusztowej między sklepieniem zapalającym a skrobaczami, oraz od ciągu. Zadaniem bowiem wtórnego powietrza jest przemieszać strugi spalin między końcem sklepienia a skrobaczami a więc spręż winien być tak silny, by był

w stanie zakłócić przepływ strug. Silniejszy spręż, niż sięgający skrobaczy, jest zbędny.

Ponieważ jednak trudno jest ściśle ustalić wielkość koniecznego dla danego paleniska sprężu, pożądane jest przeto zaopatrzyć zespół: silnik + wentylator wtórnego powietrza, w możność regulacji sprężu, co wskazane jest rozwiązać drogą zmiany obrotów silnika.

6 — w palenisku rusztowym przy sklepieniu zapalającym mamy niedomiar powietrza, przy skrobaczach jego nadmiar. Ścisłe nastawienie regulacji strefowej, aby spalanie było zadawalające jest trudne, choćby ze względu na często spotykaną nieszczelność nastawnic powietrznych. Wdmuch wtórnego powietrza pogarsza sytuację, choćby z tego względu, że z uruchomieniem instalacji zmieniają się warunki spalania i palacz ma do nastawienia ilość powietrza płynącą przez ruszt i ilość powietrza z instalacji wtórnego powietrza — w rezultacie nadmiar powietrza jest zbyt duży, czyli p o w i e t r z a w p a l e n i s k u n i e b r a k u j e a chodzi jedynie o m e c h a n i c z n e p r z e m i e s z a n i e s t r u g. Stąd wynika, że zadaniem instalacji t. zw. wtórnego powietrza winno być tylko mechaniczne przemieszanie a nie doprowadzanie powietrza, gdyż i tak jest jego nadmiar.

Zamiast przeto powietrza należałoby użyć do przemieszania jakiegoś gazu obojętnego ew. spalin odlotowych z kotła.

Użycie spalin do przemieszania wpłynęłoby dodatnio na spalanie, gdyż spaliny, poza głównym swym celem, jako mające wyższą niż powietrze temperaturę, wpłynęłyby dodatnio na spalanie.

Wielkość wentylatora przy doprowadzaniu spalin nie wypadłaby większa niż przy wtórnym powietrzu, gdyż ilość spalin, w odniesieniu do tych samych warunków, jest potrzebna mniejsza; odpada bowiem doprowadzenie „brakującej ilości powietrza". Jedynie wentylator musiałby być dostosowany do pracy w temperaturze spalin.

Zamiast nazwy istalacja wtórnego powietrza powstałaby „instalacja przemieszania spalin". bardziej odpowiadająca ciążącym na niej zadaniom, a różniąca się w wyglądzie od swej poprzedniczki jedynie przewodem doprowadzającym spaliny.

Prawidłowo zbudowana instalacja do przemieszania spalin winna doprowadzić w efekcie, poza przemieszaniem spalin, do obniżenia wysokości komory paleniskowej, gdyż część drogi pionowej spalania cząstek niedopalonych zostałaby zastąpiona drogą poziomą.

Reasumując, instalacje wtórnego powietrza w kotłach z paleniskami rusztowymi winny być zastąpione i n s t a l a c j a m i d o p r z e m i e s z a n i a spalin, opartymi na następujących przesłankach:

a — do przemieszania spalin w komorze paleniskowej użyte będą spaliny, pobrane za zasuwą kominową i wtłoczone, przez wentylator instalacji do przemieszania, do komory paleniskowej.

b — maximalny spręż wentylatora instalacji do przemieszania spalin będzie tak duży, by był w stanie wywołać zakłócenie spalin, sięgające aż do skrobaczy; regulacja sprężu od maximum w dół do circa 60%.

c — wdmuch spalin do paleniska przez dysze wachlarzowate o małej szczelinie (około 5 *mm.)*; ilość dysz i kąt wachlarza tak dobrany, by otrzymać wdmuch na całej szerokości taśmy rusztowej.

d — kierunek wdmuchu od załomu sklepienia zapalającego w k i e r u n k u na linię zetknięcia skrobaczy z t a ś m ą r u s z t o w ą.

Powyższe rozważania odnoszą się do paleniska rusztowego.

Inaczej rzecz się przedstawia w palenisku z palnikiem na pył, gaz lub paliwo płynne.

Budowa palników pozwala na łatwą regulację dopływu powietrza, wobec czego zadaniem instalacji wtórnego powietrza w takim palenisku będzie dodać brakującą ilość powietrza i przemieszać spaliny.

Dla podkreślenia, że każdy typ paleniska musi być traktowany indywidualnie, zwracamy uwagę na palenisko szybowe np. w kotłach centralnego ogrzewania, w których doprowadzenie brakującego powietrza, jako wtórne, może być potrzebne, lecz przemieszanie spalin jest zbędne.

# KRONIKA TECHNICZNA.

## Angielskie normy paliwa ciekłego dla silników Diesel'a („Marine and Industrial Fuel")

| | |
|---|---|
| Temperatura zapłonu . . . | *min.* 65,6°*C* (150°*F*) |
| Zawartość asfaldu (metodą Hord'a) | *max.* 2% |
| Zawartość popiołu . . . . | *max.* 0,03% |
| Lepkość (wiskoza) przy 37,8°*C* (wiskozymetr Redwood'a Nr. 1) . | *max.* 60 *sek.* |
| Zawartość wody . . . . . | *max.* 0,5% |
| Temperatura krzepnięcia . . | *max.* —1,1°*C* (30°*F*) |
| Zawartość węgla (met. Conradson'a) | *max.* 3% |
| Zawartość siarki . . . . | *max.* 2% |
| Oznaczenie anilinowe . . . | *min.* 45°*C* |
| Górna wartość cieplna . . . | *min.* 10 409 *kCal* (18 750 *B.Th.U./lb*). |

Według Motor Ship, September, 1937.

## Dwa nowe motorowce polskie.

Na podstawie informacji ogłoszonych w czasopiśmie Motor Ship[1]) podajemy pewne dane o dwóch nowych motorowcach polskich zamówionych przez S. A. Gdynia — Ameryka, Linie Żeglugowe, a przeznaczonych do obsługi linii południowo-amerykańskiej.

Jeden z motorowców budowany jest na stoczni angielskiej Swan, Hunter and Wigham Richardson, drugi na stoczni duńskiej Nakskov.

Motorowiec budowy angielskiej będzie miał 156 m. długości. Statek pomieści 44 pasażerów I kl, 250 pasażerów III kl. i ok. 700 emigrantów. Emigranci będą przewożeni w kajutach mieszczących od 16 do 46 osób. Do użytku pasażerów statek posiadać będzie dwa baseny pływackie. Motoru typu Burmeister & Wain dostarczy angielska fabryka maszyn Kincaid & Co. Statek zaopatrzony będzie ponadto w pięć ładowni przystosowanych po przewożenia długich szyn kolejowych, towarów chłodzonych, ziemniaków, solonych skór i drobnicy. Termin wykonania: jesień 1938 roku.

Wypozność każdego ze statków wynosić będzie 11 500 ton.

Do poruszania st tku służyć będą dwa silniki Diesel'a typu Burmeister & Wain, dwusuwowe, podwójnego działania o następującej charakterystyce:

| | |
|---|---|
| Ilość cylindrów . . . . | 8 |
| Średnica cylindra . . . . | 450 mm |
| Skok tłoka . . . . . . | 1200 mm |
| Moc łączna obu silników . . | 8 500 $KM_e$ |

Motorowiec duńskiej budowy będzie posiadał 146 m długości, 18,2 m szerokości i będzie zabierał ok. 1000 pasażerów, w tym 286 pasażerów kajutowych, resztę zaś emigrantów.

Silniki zainstalowane na tym motorowcu dostarczy wytwórnia Burmeister & Wain w Kopenhadze.

Termin dostawy upływa w maju 1939 roku.

Szybkość motorowca wynosić ma 17 m. m. na godzinę. Cena Ł 465.000.

## Wyniki dotychczasowej pracy m/s Piłsudski.[3])

Jeden ze statków linii Gdynia — Ameryka odwiedził podczas koronacji Tamizę, co pozwoliło sprawozdawcom wymienionego w odnośniku wydawnictwa na bliższe zaznajomienie się z naszym transatlantykiem, który w warunkach normalnych omija Londyn w drodze swej z Gdyni do New Yorku przez Kopenhagę. Ponieważ statek ten przedstawia nowy typ motorowca, którego projekt i wykonanie wywołały ogólne zainteresowanie, czasopismo angielskie podaje szereg wyników charakteryzujących dotychczasową pracę statku.

M/S Piłsudski wraz ze statkiem bliźniaczym m/s Batory budowała stocznia włoska w Monfalcone, która w tej chwili ma w budowie dwa dalsze statki zamówione przez GAL dla linii południowo-amerykańskiej.

M/s Piłsudski zbudowany został w 1935 r. w Cantieri Riuniti dell'Adriatico, Monfalcone. Maszyny napędne typu Sulzera zbudowane zostały również przez wymienioną wyżej stocznię. Są to silniki dwusuwowe pojedyńczego działania. Długość statku wynosi 498,8′, szerokość — 70,8′ i wysokość — 32,4′, wyporność — 14 400 t. Każdy z dwóch głównych silników napędowych posiada po dziewięć cylindrów, 720 mm średnicy i 1 250 mm skoku. Silniki rozwijają łącznie moc 12 500 $KM_e$, przy 130 *obr/min.* Podczas jazd próbnych, kiedy statek rozwijał szybkość ponad 20 mil morskich na godzinę, silniki pracowały z przeciążeniem wytwarzając łącznie 14 000 $KM_e$.

Pomieszczenia pasażerskie obliczone są na przeszło 350 pasażerów klasy turystycznej i ok. 400 — w trzeciej klasie. Statek zabierać może ponadto do 5 000 *t* ładunku.

W normalnym ruchu przy 120 *obr/min.*, w sezonie letnim, największa szybkość w kierunku z New Yorku do Gdyni wynosi 19,5 m. m. W tym okresie przeto uwzględniając rezerwę na przygodne zmniejszenie szybkości można liczyć na szybkość przeciętną 19 m. m. Wynik to bardzo dobry chociaż nie jest on przeciętnym wynikiem rocznym. Ilość obrotów utrzymywana jest na poziomie 120 *obr/min.* Przy tej ilości obrotów maszyny napędowe zużywają 39 *t* paliwa na dobę, rozwijając 13 000 $KM_i$, albo 11 500 $KM_e$. Każdy z silników pomocniczych zużywa po 1,3 *t* na dobę. W stałym ruchu znajdują się zawsze dwa zespoły pomocnicze (dwa pozostałe stanowią rezerwę). Główne silniki napędowe zużywają przeto

| | |
|---|---|
| na $KM_e/h$ | 141 *g*. |
| na $KM_i/h$ | 120 *g*. |

Podczas postoju w portach zużycie paliwa na ruch kotła parowego wynosi ok. 2,5 *t* na dobę. Na morzu gazy wylotowe silników napędowych zapewniają dostateczną ilość ciepła do ruchu kotła parowego. Statek posiada dwa kotły parowe typu Cochrane opalane spalinami silników. Zużycie olejów smarnych w głównych silnikach napędowych wynosi 180 *kg* na dobę, w silnikach pomocniczych — 12 *kg*.

W czasie od jazd próbnych odbytych w sierpniu 1935 r. do maja r. b., czyli w okresie niecałych 21 miesięcy całkowity przebieg statku wynosi 167 750 m. m. Roczny przebieg wynosi przeto ok. 96 000 m. m. Statek odbył 16 podwójnych rejsów do New Yorku, przeciął więc Atlantyk 32 razy w stosunkowo krótkim czasie. Oprócz tego statek wykonał 11 wycieczek turystycznych. Główne silniki napędowe wykonały ok. 66 000 000 obrotów. Podczas pierwszej podróży tryb wału rozdzielczego uległ uszkodzeniu i musiał być wymieniony. Spowodowało to przerwę w pracy jednego z dwóch silników napędowych. Statek posuwał się czas jakiś przy pomocy drugiego silnika głównego. Tryby uszkodzone, które wykonane były z surowca, zastąpiono trybami z lanej stali, z którymi dotychczas nie było wypadku uszkodzenia. Waga koła zamachowego głównego silnika napędowego wynosiła 6,6 *t*. Szybkość krytyczna powstawała przy 110 *obr/min*, czyli w pobliżu szybkości normalnej silników. Postanowiono wagę koła zamachowego obniżyć do 2,5 *t*. Dzięki temu granice w których powstawała szybkość krytyczna przesunęły się w dół pomiędzy 92 a 98 *obr/min*. Dzięki temu udało się zmniejszyć drgania

---

[1]) Motor Ship, April & May 1937.
[1]) według Motor Ship, June 1937, str. 79

statku. Główny inżynier motorowca stwierdził, że z jego kabiny (znajdującej się w odległości ok. 50′ od hali maszyn) podczas podróży morskich nie można ustalić czy maszyny są w ruchu czy nie.

Dla statku poruszającego się z szybkością 19 m. m. i posiadającego 500′ długości wydaje się to wynikiem bardzo dobrym.

Nie ulega wątpliwości, że m/s Piłsudski pełni wytężoną służbę. Statek przebywa przeważnie po dwa dni w portach w New Yorku i w Gdyni. Najdłuższy pobyt w porcie trwał cztery dni. Na naprawę wykonaną w Szwecji zużyto w jednym wypadku dwa tygodnie, w drugim dwa dni i w trzecim 1,5 dnia (na malowanie). Naprawy wykonane w ciągu 21 miesięcy zaorały więc nie całe trzy tygodnie czasu. Większe statki transatlantyckie, niezależnie od normalnych postojów w portach, zużywają na naprawę ok. dwóch miesięcy w każdym roku.

# POLEMIKA.

## O gwarancjach podgrzewaczy.

W numerze 9-ym „Techniki Cieplnej" ukazał się bardzo aktualny artykuł inż. H. Góreckiego, podający sposób przeliczenia podgrzania wody w podgrzewaczach z warunków pomiarowych na warunki gwarancyjne. Zdziwiłby się jednak nabywca, gdyby opierając się na realnych cyfrach zużycia węgla przed i po ustawieniu podgrzewacza, zechciał przeprowadzić obliczenie oszczędności nowej instalacji na podstawie oferty i podanych w artykule wzorów przeliczeniowych. Według ksiąg zużycia węgla mógłby wypaść rezultat ujemny, podczas gdy przeliczenie za pomocą tych wzorów wykazywałoby znaczne oszczędności, usprawiedliwiające koszt nowej instalacji.

Celem zrozumienia różnicy między zawiłymi wzorami a rzeczywistymi wymaganiami życia należy zobrazować sposób spisywania umowy między dostawcą a nabywcą. Właściciel fabryki, zajęty swymi sprawami produkcyjnymi i handlowymi, przeważnie interesuje się tylko ogólnym kosztem spalanego węgla. Zjawia się u niego przedstawiciel wytwórni podgrzewaczy, obiecując i gwarantując znaczne oszczędności w paliwie po ustawieniu podgrzewacza. Wtedy właściciel instalacji kotłowej przelicza gwarantowaną oszczędność na złotówki, przyjmuje koszt nowego urządzenia według oferty i, obliczając od tych kosztów amortyzację i oprocentowanie, decyduje, że ustawienie podgrzewacza będzie się rentowało.

Po uruchomieniu podgrzewacza częstokroć następuje bardzo szybko rozczarowanie. Okazuje się przy tym, że w sprytnie ułożonej ofercie zawarty jest szereg pozycji, które obracają w niwecz całą gwarancję czyniąc jednocześnie nieodpowiedzialnym dostawcę. Okazuje się mianowicie, że dostarczony podgrzewacz i udzielone na niego gwarancje nie są dostosowane do warunków, zachodzących w już istniejącej instalacji kotłowej, oraz że nie uwzględniono zmian, jakie muszą powstać w związku z wbudowaniem podgrzewacza. Tak np. dostawca zastrzega sobie często, że instalacja da dobre wyniki przy odpowiednim ciągu. Czy jednak ciąg istniejący jest odpowiedni i czy będzie on wystarczający, gdy temperatura spalin obniży się o 150—200°, o tym oferta przemilcza. A w rzeczywistości spadek ciągu może być bardzo znaczny np. przy obniżeniu się temperatury spalin z 350 do 150° ciąg zmieni się z 25 mm na 15 mm słupa wody, do czego trzeba jeszcze doliczyć opór samego podgrzewacza. Nic więc dziwnego, że są takie instalacje kotłowe, gdzie po włączeniu podgrzewacza ogień na rusztach gaśnie z powodu braku ciągu i kotły posiadające ekonomizery nie mogą z nimi pracować. Gdyby właściciela w tym wypadku zawczasu właściwie poinformowano, że po wbudowaniu podgrzewacza ciąg będzie niedostateczny i że trzeba ustawić dodatkowo sztuczny wyciąg spalin, napędzany stale drogim prądem z elektrowni, to może kalkulacja wypadłaby ujemnie.

Drugą bolączką jest umieszczanie w ofertach gwarancyjnych temperatur spalin i zawartości $CO_2$. Im straty wylotowe za kotłem są wyższe (wyższa temperatura spalin i niższe $CO_2$), tym warunki dla ustawienia podgrzewacza są dogodniejsze dla osiągnięcia oszczędności. W większości wypadków jednak ani temperatura spalin, ani też $CO_2$ nie są znane właścicielowi fabryki i ta okoliczność wykorzystywana jest przez dostawców. Wystarczy dostawcy przyjęcie za podstawę gwarancji temperatury o 100° wyższej lub zawartości $CO_2$ o parę procent niższej od rzeczywistych, aby umiejętnie operując wzorami przeliczeniowymi dowieść, że źle funkcjonujący podgrzewacz odpowiada gwarancjom, a więc „wykazuje" przyobiecane oszczędności.

Zatem ani temperatura spalin, ani zawartość $CO_2$ nie powinny wchodzić w warunki gwarancyjne; wielkości te mogą być podane przez dostawcę w celach jedynie informacyjnych.

Trzecim punktem, zupełnie słusznie podanym zwykle w gwarancjach, jest temperatura wody zasilającej. Warunek ten zabezpiecza przed niespodziankami zarówno odbiorcę jak i dostawcę. Jednak i tutaj istnieje pole do nadużyć dla dostawcy. Często bowiem zdarza się, że przy instalacji kotłowej, zasilanej uprzednio wodą 20° — 30°, równocześnie z wbudowywaniem podgrzewacza ustawiany bywa, czasem przez innego, a czasem nawet przez tego samego dostawcę, aparat do zmiękczania wody. Dzięki temu urządzeniu woda zasilająca kotły posiadać będzie temperaturę 70 — 80°, zamiast wspomnianych wyżej 20 — 30°. W innych wypadkach zamiast aparatu zmiękczającego równocześnie z ustawieniem podgrzewacza wprowadza się zasilanie kotłów gorącymi kondensatami.

Jasnym jest, że kalkulacja oszczędności inaczej przedstawiać się będzie przy zasilaniu wodą o wyższej temperaturze, co zdecydowałoby może nieraz o nieopłacalności ustawienia podgrzewacza.

Zamiast więc zbyt zawiłych gwarancji i uciekа-

nia się następnie do skomplikowanych przeliczeń, oferta powinna zawierać:

1) przybliżoną wydajność kotłów
2) temperaturę wody zasilającej w granicach ± 15°
3) gatunek i sortyment węgla.

Prawdziwa zaś oszczędność powinna być gwarantowana w/g wzoru

$$\frac{t_2 - t_1}{J - t_1} \, 100$$

gdzie $t_1$ oznacza temp. wody zasil. przed podgrzewaczem
$t_2$ „ „ „ „ za „

$J$ całkowite ciepło zawarte w 1 kg. pary (łącznie z ewentualnym przegrzaniem).

Przeliczanie to dalekie jest od doskonałości, gdyż nie uwzględnia różnicy obciążeń wskutek zasilania kotła wodą o wyższej temperaturze; jest ono jednak nadzwyczaj proste, nieskomplikowane i nie wymagające złożonych pomiarów, a przy tym sprawiedliwiej odzwierciadla rzeczywistość i zabezpiecza od nieporozumień między odbiorcą, a dostawcą. *B. M.*

## Odpowiedź Autora.

W zakres mego artykułu „Przeliczenie podgrzania wody w podgrzewaczach z warunków pomiarowych na warunki gwarancyjne" (Technika Cieplna Nr 9. 1937)—jak wynika z samego tytułu—nie wchodziło zagadnienie „jak powinny być układane gwarancje", wobec czego musiałem np. całkowicie pominąć bardzo ważne sprawy „ciągowe", związane nierozerwalnie z ustawieniem każdego podgrzewacza [1]). Przytoczone w moim artykule brzmienie gwarancji cieplnych dla podgrzewacza, będące punktem wyjścia do wyprowadzenia wzorów przeliczeniowych, omówię w końcowym rozdziale.

[1]) Kwestie te są dosyć szczegółowo omówione w książce prof. A. Gramberga Maschinenuntersuchungen str. 117/1924 r.

Pan B. M. daje realny obraz z praktyki, który stał się podstawą zajętego stanowiska, a mianowicie, że zamawiający podgrzewacz powinien żądać od dostawcy gwarancji odnośnie osiągalnych oszczędności na opale, obliczanych w %% według wzoru: $\frac{t_2 - t_1}{i - t_1}$. Wprawdzie gwarancia taka zbytnio ryczałtuje warunki pracy podgrzewacza i nie wyklucza konieczności przeliczenia wyników pomiarowych na warunki gwarancyjne w razie, gdy temperatura wody zasilającej lub wydajność kotłów wypadnie poza granicami dopuszczalnych odchyleń od wartości ustalonych w umowie [2]), ale w naszych warunkach przemysłowych — tak dobitnie scharakteryzowanych przez p. B. M. — ma niewątpliwie jeszcze duże pole zastosowania.

Inaczej natomiast sprawa się przedstawia, gdy chodzi o większe zakłady, dysponujące wykwalifikowanym personelem technicznym w dziale gospodarki energetycznej lub korzystające ze współpracy odpowiednich specjalistów. W takich warunkach formułowanie gwarancji w ten sposób, iż zależnie od strumienia spalinowego ($V\,Nm^3/h$; $\Theta_1{}^0$) zastaje gwarantowana temperatura końcowa ($t_2{}^0$) strumienia wodnego ($G\,kg/h$; $t_1{}^0$), jest na właściwym miejscu. Dodam w nawiasach, że ten układ gwarancji cieplnych pokrywa się zasadniczo z ujęciem najnowszych—bardzo skrupulatnie przepracowanych — norm niemieckich [3]).

[2]) Aby uniknąć tej ewentualności, trzebaby żądać od dostawcy gwarantowania (w postaci wykresu lub tabeli) temperatury wody wychodzącej z podgrzewacza — $t_2{}^0$ — w zależności od wydajności kotłów — $G\,kg/h$ — oraz temperatury początkowej wody zasilającej — $t_1{}^0$. Oczywiście dla przeprowadzenia rachunku rentowności możnaby procentową oszczędność na paliwie obliczać według wzoru $\frac{t_2 - t_1}{i - t_1}$, przy czym należałoby uwzględnić krzywą obciążenia tej grupy kotłów, które będą współpracowały z podgrzewaczem.

[3]) Regeln für Abnahmeversuche an Dampfkesseln. DIN—VDI—1942. 1937 r., str. 9, punkt 156.

*H. G.*





Druk. „Zgoda" J. Klimczak i S-ka. Zielna 47 Tel. 619-57.